

PAT-NO: JP353006951A

DOCUMENT- IDENTIFIER: JP 353006951 A

TITLE: HEAT RECOVERY DEVICE

PUBN-DATE: January 21, 1978

INVENTOR- INFORMATION:

NAME

MORI, SHIGERU
HOKOTANI, KATSUMI
NISHIHAMA, YUKIO
SAWARA, YOSHIO

ASSIGNEE- INFORMATION:

NAME	COUNTRY
DAIKIN IND LTD	N/A

APPL-NO: JP51081672

APPL-DATE: July 8, 1976

INT-CL (IPC): F28D019/04, F24F003/14 , F24F007/06 , F28D015/00

US-CL-CURRENT: 96/144, 165/54

ABSTRACT:

PURPOSE: Heat recovery device in which an entire heat exchanger and a heat pipe are combined, further heating energy is not required, a condensation or frosting may be prevented even in any condition of temperature and humidity and a long stable heat recovery or heat transmitting operation may be performed.

COPYRIGHT: (C)1978, JPO&Japio

公開特許公報

昭53-6951

⑤Int. Cl²
 F 28 D 19/04
 F 24 F 3/14
 F 24 F 7/06
 F 28 D 15/00

識別記号

⑥日本分類
 69 C 3
 90 E 2
 90 F 0

序内整理番号
 7038-32
 6134-32
 6803-32

⑦公開 昭和53年(1978)1月21日
 発明の数 2
 審査請求 未請求

(全16頁)

⑧熱回収装置

⑨特 願 昭51-81672
 ⑩出 願 昭51(1976)7月8日

⑪發明者 森 翔
 堺市庭代台4丁目14番7号
 同 鉢谷克己
 河内長野市北青葉台22-10

⑫發明者 西浜幸夫
 堺市晴美台4丁1番8-1005
 同 佐原良夫
 堺市旭ヶ丘北町1-24
 ⑬出願人 ダイキン工業株式会社
 大阪市北区梅田8番地新阪急ビル
 ⑭代理 人 弁理士 宮本泰一

明細書

1.発明の名称 熱回収装置

2.特許請求の範囲

- 吸湿性および伝熱性を有するシート状物により、両端が開口する多数の並列連通空気路を多層に有する通気体に形成してなる全熱交換素子(4)を給気路(1)と排気路(2)の途中に、固定介設させ或いは転換して介在し得る回転可能に介設させて顯熱交換および潜熱移動を行わせ得る如くなす一方、給気路(1)および排気路(2)中の全熱交換素子(4)に対し上流側となる位置に対空気形熱交換器(6)および(8)をそれぞれ配設し、かつ、両熱交換器(6)(8)間に熱移動媒体の密閉循環回路を形成して、高温側空気の熱を低温側空気に移動可能なる如くしたことを特徴とする熱回収装置。
- 前記熱移動媒体が非蒸発性液体であり、かつ、前記密閉循環回路が前記非蒸発性液体を強制循環させる回路である特許請求の範囲第1項記載の熱回収装置。
- 前記熱移動媒体が相変化による熱移動が可能

な凝縮性ガス熱媒である特許請求の範囲第1項記載の熱回収装置。

- 前記対空気形熱交換器(6)および(8)が、それ等の熱交換管をヒートパイプで形成させていて、該熱交換管が密閉循環路を兼ねた一体形熱交換器である特許請求の範囲第3項記載の熱回収装置。
- 前記対空気形熱交換器(6)および(8)が、高温側空気と接する方を他方に比して低位置と成したレベル差を有し、かつ、前記密閉循環回路が凝縮性ガス熱媒の自然循環に適応する回路である特許請求の範囲第3項記載の熱回収装置。
- 前記密閉循環回路が凝縮性ガス熱媒を強制循環させる回路である特許請求の範囲第3項記載の熱回収装置。
- 前記密閉循環回路が開閉弁を有し、必要時にのみ凝縮性ガス熱媒を循環させ得る回路である特許請求の範囲第5項又は第6項記載の熱回収装置。
- 吸湿性および伝熱性を有するシート状物によ

り、両端が開口する多数の並列連通空気路を多層に有する通気体に形成してなる全熱交換素子(4)を給気路(1)と排気路(2)の途中に、固定介設させ或いは転換し得る回転可能に介設させて顯熱交換および潜熱移動を行わせ得る如く成す一方、給気路(1)中および排気路(2)中の全熱交換素子(4)に対して上流側となる位置に、夫々対空気形熱交換器(5)および(6)を配設し、かつ、両熱交換器(5)(6)間に熱移動媒体の密閉循環回路を形成して高温側空気の熱を低温側空気に移動させる如く成し、さらに高温側空気に接する前記熱交換器(5)と全熱交換素子(4)との間に流动する高温側予冷空気の一部を、全熱交換素子(4)の下流側の低温空気流中にバイパス流し得る如く成したことを特徴とする熱回収装置。

3. 発明の詳細な説明

本発明は排気中の潜熱および顯熱を給気中に効率良く熱回収することができ、しかも暖房運転時期において予熱器などの附帯設備を一切要せず、全熱交換素子に付着した霜あるいは露を簡単に除

- 3 -

ては排気(BA)の湿度が異常に高くなると、空気状態が第4図々示の如く空気線図の飽和線(相対湿度100%)を横切る場合が起きた。このようなときには全熱交換素子(4)の表面に結露現象が生じて吸湿剤の溶出が起り素子の性能低下や破損の恐れがあり、また、排気(BA)の湿度が異常に高く、かつ外気(OA)の温度が極端に低い場合には第5図々示の如く露度以下で凝縮を起すこととなり素子に結霜を生じて空気通路抵抗の増大が相加わり、矢張り性能低下や損傷が生じる問題がある。

そこで従来は結霜や結露の発生を防止するために、第3図に略示するように給気路(1)中の全熱交換素子(4)に対し上流側となる位置に予熱器(7)を介設させていたが、この予熱器(7)は電気、ガスなど別の加熱エネルギーを費消するので、ランニングコストの増大を招來するし運転操作が面倒となり、さらに装置コストが高騰化する欠点があった。

本発明はかかる点に着目して加熱エネルギーを一切必要とせず、しかも簡単な構造で結霜や結露を簡単に除去させることができ、そして長期に亘

去し得て熱回収効率の安定維持をはからせることができる熱回収装置に関する。

潜熱移動と顯熱交換とが同時に行なえ、効率的な熱回収をはかり得る全熱交換装置としては、従来から回転式と静止式のものがあり、前者の方式としては第1図に示すように、吸湿剤を含浸させたアスペスト紙の段ボールをロール状に巻き着けた全熱交換素子(4)を、仕切りによって上下または左右に仕切らせた給気路(1)、排気路(2)間に回転可能に介設した構造のものが多く使用され、一方、後者的方式としては第2図に示すように、吸湿剤を含浸させたアスペスト紙の段ボール板(4a)と同素材のアスペスト平紙(4b)とを交互に、かつ段ボール板(4a)が互い違いに交叉するように積層して、例えば奇数層を給気路(1)に偶数層を排気路(2)に夫々連絡させる如く2経路に区分させて前記両空気路(1)(2)途中に介設した構造のものが多用されている。

ところが、かかる全熱交換装置で冬季の暖房時期に熱回収運転を行っている際、使用地域によっ

- 4 -

て安定した熱回収運転を行わせ得る熱回収装置を提供すべく成されたものである。

本発明を図面と共に詳細に説明すると、第6図および第7図は第1番目の発明に係る各例を示していく、先ず第6図は回転式熱回収装置であり、並設した給気路(1)と排気路(2)と、両空気路(1)(2)の途中を気密的に横切らせて回転可能に配設した全熱交換装置(3)と、対空気形熱交換器(5)(6)を要素となし両熱交換器(5)(6)間に熱移動媒体の密閉循環路を形成してなる熱移動装置とからなっている。

全熱交換装置(3)は第1図に構造例が示されるが、両空気路(1)(2)の途中を気密的に横切って回転可能に配設した回転全熱交換素子(4)と、該素子(4)を毎分1.0回回転程度の速度で回転させるモータ(7)と、このモータ(7)を回転制御させる運転制御器(8)とを備えていて、全熱交換素子(4)はバネルケーシング構造をなすケーシング(4a)内に円板形の通気体(6)を回転自在に軸支させ、ケーシング(4a)の両面開口に臨ませており、前記通気体(6)の中心軸部を通って横断させた仕切りパッキング(9)によっ

- 5 -

-236-

- 6 -

て、通気体(6)の下半分を排気路(2)中に上半分を給気路(1)中に介換している。

この通気体(6)は周囲部に張架させた丸ベルト(9)によってモータ(7)と動力伝播的に連結させ、モータ(9)の回転により、半回転の間は給気路(1)中に、残りの半回転の間は排気路(2)中に介在し得るようになっている。

前記通気体(6)は伝熱性および吸湿性を有するアスベスト紙などのシート状体で軸方向に連通する無数の空気流路を有する多孔体に形成されており、例えば塩化リチウムなどの吸湿剤を含浸させたアスベスト紙の段ボールをロール状に巻着することによって所要の通気体を容易に製作し得る。

かゝる構造となした回転熱交換素子(4)を介した給気路(1)と排気路(2)とは、給気路(1)の下流側を空調機側と給気ファン側を経て、また、排気路(2)の上流側をフィルタ側を経て夫々空調対象室(10)内に臨ませる一方、給気路(1)の上流側をフィルタ側を経て、また排気路(2)の下流側を排気ファン側を経て夫々戸外に臨ませる。

- 7 -

運転制御器(8)を切換操作して例えば30分～1時間毎に数分の周期的短時間で熱交換素子(4)を所定の速度またはこれよりも遅い速度で間欠運転させることにより熱移動温度効率が数多く低く実質的に熱移動が行なわれない換気運転が可能となり、しかも熱交換素子(4)における吸湿剤の溶落やゴミ詰りなどの不都合も解消される。

次に熱移動装置について説明すれば、前記対空気形熱交換器(8)を給気路(1)および排気路(2)中に全熱交換素子(4)に対して上流側となる位置に夫々流通外気および流通還気との熱交換可能に配設して、両熱交換器(8)の熱交換管最上端口相互を配管側で連結し、また、最下端口相互を配管側で連結して密閉循環回路を形成させて、該回路内に適当量の熱移動媒体を封入した構成となっている。

この熱移動装置は空調対象室(10)を暖房させる場合にのみ使用される装置であって、給気路(1)中の熱交換器(8)を導入外気(OA)に熱付与し得る放熱器としてまた、排気路(2)中の熱交換器(8)を導入還気(RA)から熱奪取し得る受熱器として夫々作用せし

しかし前記モータ(7)は運転制御器(8)によって運転制御されるが、この制御器(8)はタイマー、リレー等の制御機器を使用した組電回路であり、手動による調整操作によって連続運転或は全停若しくは間欠運転の切換えを隨時行なえるようになっている。

以上に構成になる全熱交換器は夏期の冷房時、冬期の暖房時には空調機側を夫々冷房用、暖房用で運転すると共に、回転熱交換素子(4)を所定回転数で回転させると、冷房時には排気路(2)中の半分の通気体(6)に比較的低温・低湿の室内空気が接触し、そこでの顯熱・潜熱は吸湿剤およびシート状体に吸収され、これがやがて給気路(1)中に到達して、外気からの高温・高湿の外気との間で熱移動が成され外気は低温除湿されて給入される。冬季は勿論この逆となる。

このようにして顯熱交換と潜熱移動を伴う熱交換が行われるが、中間期の換気のみによる空気調和運転の場合には、熱交換素子(4)を完全に停止したのでは、前述する如き種々不都合があるので、

- 8 -

めることができる。

即ち、前記熱移動媒体を第6図々示の実線矢示方向に循環流させることによって、熱交換器(8)で全熱交換素子(4)に入る直前の還気(RA)と熱交換して昇温した熱移動媒体は配管側を経て熱交換器(8)に送られ、ここで全熱交換素子(4)に入る直前の低温外気(OA)と熱交換して自身は冷却される一方、外気(OA)を昇温させ、この熱移動が循環的に行なわれることによって導入外気(OA)が全熱交換素子(4)に流入する直前で予熱される。

上記熱移動装置に使用される熱移動媒体としては、例えばフロン冷媒R21などの凝縮性ガス熱媒や、また、塩化カルシウム溶液などの非蒸発性不凍液体が挙げられるが、不凍液を使用した場合は自然循環流とすることが出来ないので圧送機(4)を用いて強制的に循環させれば良く、一方凝縮性ガス熱媒を使用した場合には、空気温度の低い方の空気路例えば給気路(1)を高い方の空気路例えば排気路(2)に比し高レベルに敷設して熱交換器(8)が熱交換器(8)よりも高レベルになるよう設定するこ

- 9 -

-237-

- 10 -

とによって、気液相の変化を伴った凝縮性ガス熱媒の自然循環に適応した循環回路を形成することが可能となり、動力を一切要しない熱移動装置を容易に提供し得ることは言う迄もない。

なお、不凍液を使用した装置の場合には熱移動回路が耐高圧構造でなくても良いので、簡単な機構とすることができる。一方、凝縮性ガス熱媒を使用した場合には動力を要しない利点のほかに、潜熱を利用したものであるから熱移動効率が高くなる利点がある。勿論、後者の熱移動装置においては第6図々示例の自然循環式に限らず、圧送機等を利用して強制循環式も適用可能であり、この場合には熱交換器側の位置関係について何等制限を要せず、給気路(1)と排気路(2)の配置形状を任意に設定できる利点がある。

次に第6図々示装置の自然循環式熱回収装置を参照しつつ本発明装置の作動様子を詳説すれば、冬季の暖房運転時に全熱交換素子(4)を所定回転数で回転させると、高温・高湿の還気(RA)が熱交換器側で凝縮性ガス熱媒液の蒸発潜熱によって冷却

- 1 1 -

従って該熱移動装置は休止状態におかれる。

ここで一般の空調システムでは全熱交換素子(4)に結露が生じることがないので、後述の説明から明らかのように熱移動装置がも作動しない方が好ましい。

以上述べた熱回収運転における冬季の熱回収をさらに考えて見ると、例えば酷寒地などで使用した場合に、還気(RA)の温度が異常に高く、かつ、外気(OA)の温度が極端に低いと、熱回収を行わせる還気(RA)が前述するような理由で全熱交換素子(4)に結露あるいは結霜をもたらして種々の不都合を起す。

従って本発明装置においては熱交換器側の熱交換容量を適当に設定することによって、結露および結霜を起させないようにすることができる。

これを第6図、第8図および第9図によって説明すると、熱移動装置の両熱交換器側を交互に通過した後の予熱外気(OA')と予冷還気(RA')とを結んだ線は相対湿度100%の空気線を切っておらず、即ち、蒸発器として作用する熱交換器側の

された後、排気路(2)中に存する半分の全熱交換素子(4)に至り、ここで顯熱、潜熱は当該素子(4)の通気体に吸収された後、排気(BA)となって戸外に排出される。

一方、外気(OA)は熱交換器側でガス状の凝縮性ガス熱媒の凝縮潜熱によって加熱された後給気路(1)中に存する半分の全熱交換素子(4)に至り、そして排気路(2)で顯熱・潜熱を吸収して来た通気体を通過する過程で加熱・吸湿されて、適度の温湿度を保持した給気(SA)となって室内側に送給される。かくして全熱交換素子(4)により、顯熱・潜熱の両者を効率良く熱移動し得る熱回収が、また熱移動装置によって予熱を主体とした熱回収が行われることは明らかである。

上述せる暖房時の熱回収に対して、夏季の冷房運転時には還気(RA)中の冷熱を全熱交換素子(4)で有効に熱回収して高温外気(OA)を冷却した後室内側に送らせるこができるのは当然であり、一方、熱移動装置については、外気(OA)の方が還気(RA)よりも高温であるために自然循環流が成立せず、

- 1 2 -

蒸発温度(T_o)を0℃以上としておくことにより、環気(RA)は蒸発温度(T_o)よりも高い温度域まで冷却された予冷還気(RA')となり、また外気(OA)は凝縮温度が前記蒸発温度と殆んど等しくて凝縮器として作用する熱交換器側によって加熱されて予熱外気(OA')となり、一方、全熱交換素子(4)においては、前記予冷還気(RA')がさらに冷却されて排気(BA)となって排出されるし、前記予熱外気(OA')はさらに加熱されて給気(SA)となって室内側に導入される。

なお、このときの熱回収率(η)は

$$\eta = \frac{\Delta h_1 + \Delta h_2}{\Delta h_4} \times 100$$

で表わされ、全熱交換効率 η_{t} が70%程度のときには普通 $\eta = 55\sim65\%$ となる。

第8図において $\Delta h_1/\Delta h_4 = 0.3$ とすると

$$\eta = \frac{\Delta h_1 + 0.7(\Delta h_4 - 2\Delta h_1)}{\Delta h_4}$$

$$= 0.3 + 0.7(1 - 2 \times 0.3) = 0.58$$

一方、この Δh_1 分を電気ヒータやガスバーナー

- 1 3 -

等別の熱源で加熱した場合の熱回収率(γ')は

$$\gamma' = \frac{0.7 \times (\Delta t_4 - \Delta t_1)}{\Delta t_4}$$

$$= 0.7 \times (1 - 0.3) = 0.49$$

となり、従って $\gamma > \gamma'$ となって外気処理のためのエネルギーの節約が果される。

以上の説明によって本発明装置が結露或は結霜を生ぜしめずに熱回収を効率良く行わせ得ることが明らかとなつたが、次に本発明装置の各変型について第7図および第10図を参照しつつ説明すれば、先ず第7図は全熱交換装置に静止形構造のものを使用し、かつ熱移動装置における両熱交換器凹側を一体形自然循環式熱交換器に形成したものであつて、該熱交換器は外周面にフィンを有する熱交換管が、両端を閉塞させた気密中空状の直管で形成されたヒートパイプを素材として形成されており、該ヒートパイプを垂直或は傾斜させ若しくは水平となして、並流配列させた給気路(1)排気路(2)間に横切らせて配設している。

前記ヒートパイプは、連通細路を多数有する多

- 15 -

かゝる構成になる熱回収装置は動力を一切要しない利点があるし、さらに熱移動装置を水平配置形とすることによって夏季においても冬季同様作動させることができ、特に高温多湿の外気(0A)によって全熱交換素子(4)が過大に結露するのを防止することが可能となる。

次に第10図々示装置は、相変化を伴う自然循環或は強制循環の熱移動装置において循環回路中に開閉弁 θ を介設し、不使用時には開閉弁 θ を閉止させて熱移動媒体の流通を完全に停止させ、不必要的熱移動運転を規制することができ、全体熱回収効率の向上をはかり得る利点がある。

さらにこの装置は給気路(1)と排気路(2)の境界をなす仕切壁の予冷還気(RA')および給気(SA)に接する部分に、通常は仕切壁の一部となり、所要時には予冷還気(RA')の一部を給気路(2)側にバイパス流し得るバイスタンバー φ を設けている。

かゝるバイスタンバー φ を付設することによって、高温側となる還気(RA)が流通する熱交換器凹での温度が十分な高温度に達していなくて低温

特開昭53-6951(4)

孔質素材からなる内壁層を伝熱管の管壁に備えさせた構造であつて、封入させた凝縮性ガス熱媒が下方位置の管端部で周囲空気(0A)により加熱されると蒸発気化して管内中空部を上昇し、そして上方位置の管端部で周囲空気(0A)に放熱すると凝縮液化して前記多孔質素材の層内を流下し下管端部に至る如き相変化を伴った自然循環を、一連の直管内で安定的に行わせ得る公知の熱転移管であるが、図示の如き垂直或は傾斜勾配の配置とすることが好ましいが、給気路(1)、排気路(2)の配置形態によって直管を水平に敷設する必要がある場合には、該ヒートパイプの内壁にウイックを成層させることによって、ガス流通路と液流通路とを明確に区別させ円滑な自然循環を維持させることができある。

一方、全熱交換装置は、第2図において基本的外観を略示し、かつ前述せる説明によってその構造を説明した如き公知の静止形全熱交換素子を使用したものであつて、駆動源を必要としない簡易形として好適である。

- 16 -

外気(0A)の予熱源として不足を生じる如き不正常な場合に、熱交換器凹で熱交換させる還気(RA)の風量を増加させて温度上昇をはからせ、そして一部の予冷還気(RA')を直接給気(SA)と合流させて室内側に返戻するように成すことにより、排気量を実質的に増大させずに熱移動効率を高めことが可能となり、かゝる不正常運転の場合にも結露、結霜を起させない熱回収運転が実施できる長所を有している。

本発明は以上詳述したことから明らかなように、全熱交換素子での結露、結霜を防止する手段として従来装置に見られる別熱源方式の予熱器を省略し得るすぐれた効果を奏するものであり、熱回収を行うために別途予熱器を設けねばならない不合理性を解消し、経済性に富む熱回収装置を提供することができる。

しかも比較的低温域で有効な熱回収が行えるので、電気ヒータ等予熱器を有する従来のこの種装置にくらべて安全性が高く、かつ故障も少なくなると共に安価な装置を提供し得る。

- 17 -

さらに予熱方式を採用しながらも前述せる如く熟回収効率が向上し、また、結霜や結露のおそれがない熟回収運転の際には、何等特別な操作を要せずして、予熱回路を停止し全熟交換運転のみ持続させることができる効果をも奏し、本発明は誠に実用的価値の大なる熟回収装置である。

4. 図面の簡単な説明

第1図は回転形全熟交換装置の例の一部切欠外観斜視図、第2図は静止形全熟交換装置の例の要部を略示する斜視図、第3図は従来の熟回収装置の略示機構図、第4図および第5図は第3図々示装置に係る温度一温度関係線図、第6図および第7図は本発明装置の各例に係る略示機構図、第8図は本発明装置の特性を説明するための温度一温度関係線図、第9図は同じく予熱比に対する熟回収効率の関係線図、第10図は本発明装置の1例に係る略示機構図である。

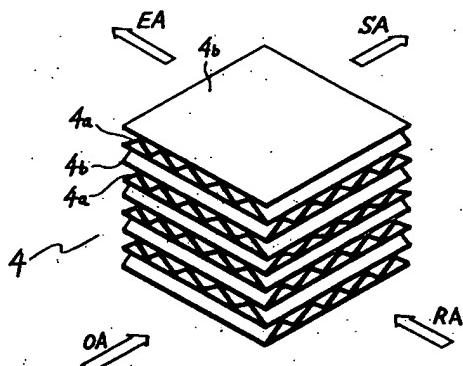
- (1)…給気路、(2)…排気路、(4)…全熟交換素子、
EA…対空気形熱交換器、RA…開閉弁、

特許出願人 タイキン工業株式会社

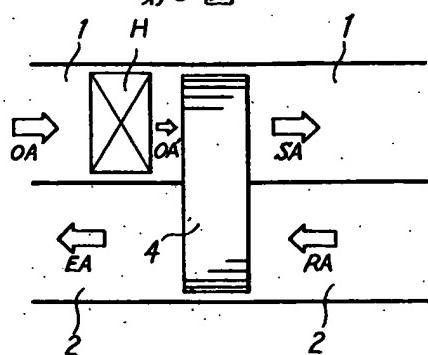
代理人 宮本泰

- 19 -

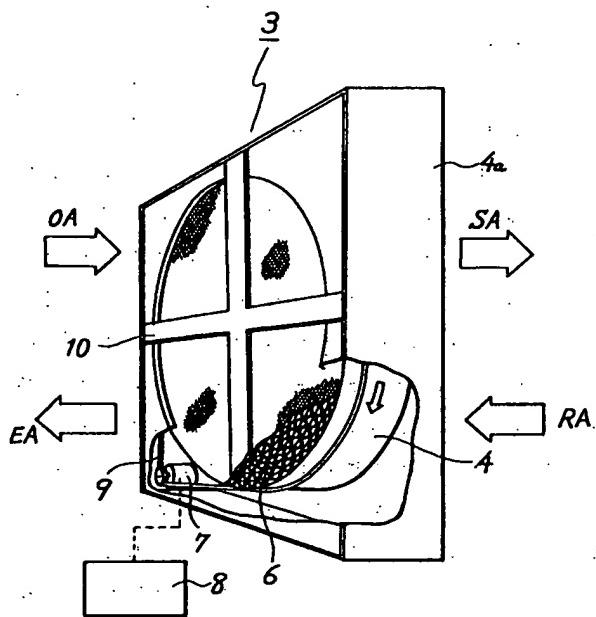
第2図



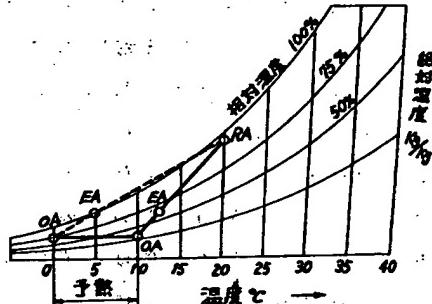
第3図



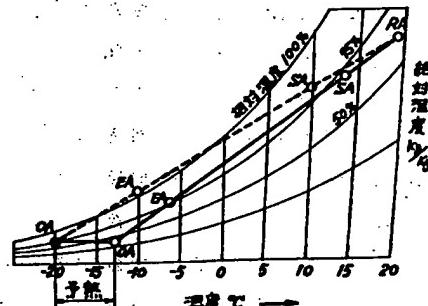
第1図

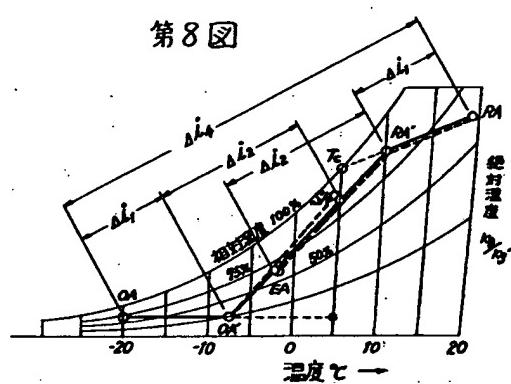
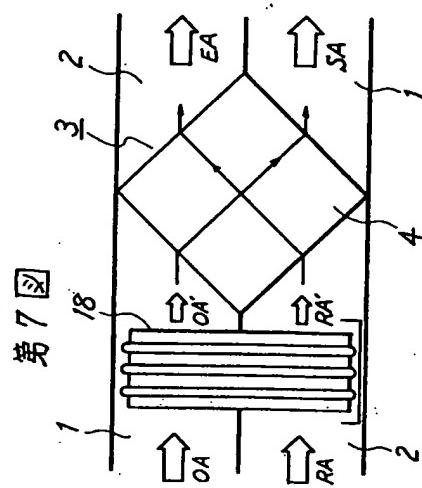
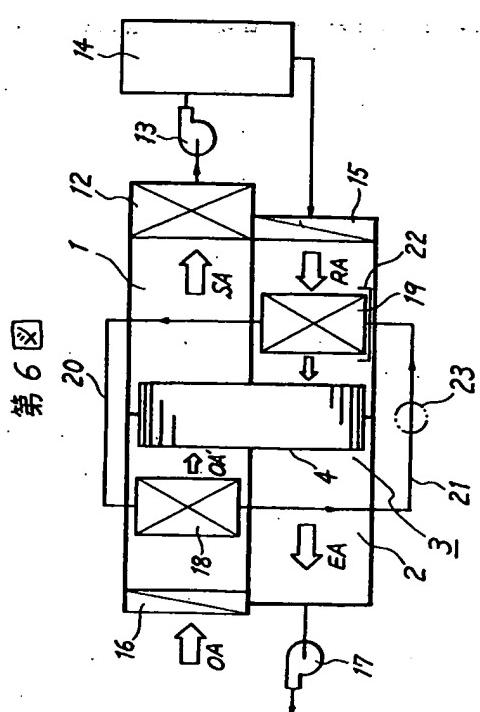


第4図



第5図





手 続 補 正 書 (自発)

特開昭53-6951 (8)

訂 正 明 細 書

昭和52年7月28日

特許庁長官 館 谷 善 二 殿

1. 事件の表示 昭和51年特許願第51672号

2. 発明の名称 热回収装置

3. 補正をする者

事件との関係 特許出願人

住所 大阪市北区梅田2番地 新阪急ビル

氏名(名称) (285) ダイキン工業株式会社

代表者 山田

登録記録
52.7.30

4. 代理人

居所 大阪市西区京町堀1丁目12番14号

天王ビル 706号室

氏名 (6649) 弁理士 宮本泰

自発補正

5. 補正命令の日付 昭和 年 月 日

6. 補正の対象 明細書全文及び図面

7. 補正の内容 (1) 明細書を別紙訂正明細書の通り全文補正する。

(2) 図面の第2図乃至第10図を別紙の通り補正する

により加熱し室内へ給気(SA)する如くし、空気線図において、還気(RA)を予冷した予冷還気(RA')の温湿度の点と外気(OA)を予熱した予熱外気(OA')との温湿度の点とを結ぶ線が飽和線内に位置するよう運転される如くした熱回収装置。

2. 前記熱移動媒体が非蒸発性液体であり、かつ、前記密閉循環回路に前記非蒸発性液体を強制循環させる圧送機を介設した特許請求の範囲第1項記載の熱回収装置。

3. 前記熱移動媒体が、相変化による熱移動が可能な凝縮性ガス冷媒である特許請求の範囲第1項記載の熱回収装置。

4. 前記対空気形熱交換器側および回りが、それ等の熱交換管をヒートパイプで形成させていて、該熱交換管が密閉循環路を兼ねた一体形熱交換器である特許請求の範囲第3項記載の熱回収装置。

5. 前記対空気形熱交換器側および回りが、高温側空気と接する方を他方に比して低位置と成した

1. 発明の名称 热回収装置

2. 特許請求の範囲

1. 全熱交換装置(3)を、吸湿性および伝熱性を有するシート状物により両端が開口する多数の並列連通空気路を多層に有するハニカム状通気体(6)に形成してなる熱交換素子(4)で構成し、前記全熱交換装置(3)を給気路(1)と排気路(2)とを気密的に横切って両気路(1), (2)間に介設して、冷房運転時室内空気の還気(RA)により冷却された熱交換素子(4)により外気(OA)を冷却して室内へ給気(SA)する一方、給気路(1)および排気路(2)中でかつ全熱交換装置(3)に対して上流側となる位置に、対空気形熱交換器側および回りをそれぞれ配設し、両熱交換器側・回りを接続して熱移動媒体の密閉循環回路を形成して、暖房運転時還気(RA)中の温熱を密閉循環回路の熱交換器回りにより回収し予冷した後全熱交換装置(3)でさらに回収して還気(RA)を冷却し、一方導入外気(OA)を熱交換器回りで予熱した後さらに全熱交換装置(3)

- 1 -

レベル差を有し、かつ、前記密閉循環回路が凝縮性ガス冷媒の自然循環に適応する回路である特許請求の範囲第3項記載の熱回収装置。

6. 前記密閉循環回路が凝縮性ガス冷媒を強制循環させる回路である特許請求の範囲第3項記載の熱回収装置。

7. 前記密閉循環回路が開閉弁を有し、必要時にのみ凝縮性ガス冷媒を循環させ得る回路である特許請求の範囲第5項又は第6項記載の熱回収装置。

8. 全熱交換装置(3)を、吸湿性および伝熱性を有するシート状物により両端が開口する多数の並列連通空気路を多層に有するハニカム状通気体(6)に形成してなる熱交換素子(4)で構成し、前記全熱交換装置(3)を給気路(1)と排気路(2)とを気密的に横切って両気路(1), (2)間に介設して、冷房運転時室内空気の還気(RA)により冷却された熱交換素子(4)により外気(OA)を冷却して室内へ給気(SA)する一方、給気路(1)および排気路(2)中でかつ全熱交換装置(3)に対して上流側となる位置

に、対空気形熱交換器^(a)および^(b)をそれぞれ配設し、両熱交換器^(a)・^(b)を接続して熱移動媒体の密閉循環回路を形成して、暖房運転時還気(RA)中の温熱を密閉循環回路の熱交換器^(b)により回収し予冷した後全熱交換装置(3)でさらに回収して還気(RA)を冷却し、一方導入外気(OA)を、熱交換器^(a)で予熱した後さらに全熱交換装置(3)により加熱し室内へ給気(SA)する如くし、空気線図において、還気(RA)を予冷した予冷還気(RA')の温湿度の点と外気(OA)を予熱した予熱外気(OA')との温湿度の点とを結ぶ線が飽和線内に位置するよう運転される如く成し、さらに高温側空気に接する前記熱交換器^(a)と前記全熱交換装置(3)との間に流動する予冷還気の一部を、全熱交換装置(3)の下流側の給気中に直接バイパスし得る如く成したことの特徴とする熱回収装置。

3. 発明の詳細な説明

この発明は、二つの空気通路(例えば給気路と排気路)間に気密的に横切って介設した全熱交換

- 4 -

の蒸発器、凝縮器を適宜熱交換率に設計して、暖房運転時、空気線図において、熱移動装置の蒸発器による予冷した還気(RA')と、凝縮器による予熱外気(OA')とを結んだ線が飽和線を横切らないように運転できるようにして前記全熱交換装置に霜や露が付着しないようにしたことを特徴とした装置である。

従来潜熱と顯熱との熱交換が同時に行なえ、効率的な熱回収をはかり得る全熱交換装置としては、回転式と静止式のものがあり、回転式装置としては第1図に示すように、例えば吸湿剤を含浸させたアスペスト紙の段ボールをロール状に巻いた熱交換素子(4)で構成した全熱交換装置(3)を、第3図のように仕切壁面によって上下または左右に仕切った給気路(1)、排気路(2)間に回転可能に介設した構造のものが多く使用され、一方、静止式装置としては第2図に示すように、例えば吸湿剤を含浸させたアスペスト紙の段ボール板(4a)と同素材のアスペスト平紙(4b)とを交互に、かつ段ボール板(4a)が互い違いに交叉するように積層して、例え

装置と、これら通路のそれぞれ上流側に配設した二つの熱交換器(例えば蒸発器、凝縮器)による密閉循環回路とした熱移動装置とで熱回収装置を構成したもので、冷暖房を行っている室内空気の還気(RA)からの熱を回収してその熱を導入外気(OA)に与える装置として用いられる。

冷房運転時は全熱交換装置の排気路中の部分で還気(RA)中の冷氣を回収して給気路中の部分で導入外気(OA)に与え、暖房運転時は全熱交換装置のほかに、さらに熱移動装置を併用して還気(RA)中の温熱をまず熱移動装置の蒸発器によりついで全熱交換装置の排気路内の部分により回収し、この回収したそれぞれの温熱をまず熱移動装置の凝縮器により、ついで全熱交換装置の給気路内の部分により導入外気(OA)に与えるようにした装置である。

さらに全熱交換装置の熱交換素子を吸湿性、伝熱性の材質で構成し、還気中の水分をも吸収できるようにして、顯熱と潜熱の両者で熱回収、熱伝導して熱効率を向上したもので、また熱移動装置

- 5 -

奇ば奇数層を給気路(1)に、偶数層を排気路(2)に夫々連絡する如く2経路に区分して、前記両空気路(1)(2)途中に介設した構造のものが多用されている。

ところが、かかる全熱交換装置(3)で冬季の暖房時期に室内よりの還気(RA)中から温熱を回収して排気(BA)として室外へ排出し、一方前記回収した温熱を外気(OA)に与え給気(SA)として室内へ導入する際、今還気(RA)の温度が異常に高い場合、第4図空気線図に図示の如く、例えば外気(OA)が温度0℃、湿度75%、室内よりの還気(RA)が温度20℃、湿度95%のときは、空気線図で両者を結んだ線(第4図の点線)が相対湿度100%の飽和線をA点(17℃)とB点(5℃)とで横切ることになる。斯る状態では、還気(RA)が全熱交換装置(3)で冷却されているとき、前記第4図点線上を下がりA点で温度100%になり、飽和線の外に出、B点でまた飽和線を横切り、B点で排気(BA)されるが、A点、B点において湿度100%以上になっているので、還気(RA)中の水分は熱交換素子(4)の表面に結露する。この結露現象に

- 6 -

より熱交換素子(4)表面から吸湿剤の溶出が起り、熱交換素子(4)の吸湿性能低下が起る。

また、第5図図示の如く、還気(RA)の温度が異常に高く、かつ外気(0A)の温度が極端に低い場合、例えば還気(RA)が温度20℃、湿度75%、外気(0A)が温度-20℃、湿度100%の場合には、第5図空気線図で前記同様両者を結んだ線が相対湿度100%の飽和線をC点(13℃)とD点(-20℃)とで横切る。

従って還気(RA)が全熱交換装置(3)で冷却されたとき、0℃以下で湿度100%になるので、A点B点において熱交換素子(4)の表面に結霜現象を起し、空気通路抵抗の増大が相加わり、矢張り性能低下が起る。

このように、室内からの還気(RA)と外気(0A)との温湿度条件が、空気線図において飽和線を横切るときは、結露、結霜現象が生じて、全熱交換装置(3)は熱回収装置として使用できない欠点がある。

そこで従来は、結霜や結露の発生を防止するために、第3図に略示するように、給気路(1)中の全

- 8 -

仕切壁により仕切り、上下に並設した給気路(1)と排気路(2)と、両空気路(1)(2)の途中を気密的に横切らせて配設した全熱交換装置(3)と、対空気形熱交換器(8)(9)を要素となし両熱交換器間間に熱移動媒体の密閉循環路を形成してなる熱移動装置(5)とからなっている。

先ず、全熱交換装置(3)について説明すれば、全熱交換装置(3)は第1図に構造例が示されるが、両空気路(1)(2)の途中を気密的に横切って回転可能に配設した回転式熱交換素子(4)と、該素子(4)を毎分10回転程度の速い速度で回転させるモータ(7)と、このモータ(7)を回転制御する運転制御器(8)とを備えていて、熱交換素子(4)はパネルケーシング構造をなすケーシング(4a)内に円板形の通気体(6)を回転自在に軸支させ、ケーシング(4a)の両面開口に臨ませており、前記通気体(6)の中心軸部を通って横断させた仕切りパッキング(4b)によって、第6図々示の如く通気体(6)の下半分を排気路(2)中に、上半分を給気路(1)中に介挿している。

この通気体(6)は、第1図の如く周縁部に張架さ

熱交換装置(3)に対し上流側となる位置に予熱器(9)を介設し、第4図および第5図の実線で示す如く、外気を予熱した後予熱外気(0A')とした後全熱交換器(3)を通過させて、室内の還気(RA)より回収した温熱により予熱外気(0A')をさらに加熱して給気(SA)として室内へ導入していた。

しかしながらこの予熱器(9)は電気、ガスなど別の加熱エネルギーを消費するので、ランニングコストの増大を招来するし運転操作が面倒となり、さらに装置コストが高騰化する欠点があった。

本発明はかかる点に着目して別の加熱エネルギーを一切必要とせず、しかも如何なる温湿度条件でも簡単な構造で結霜や結露を防止することができ、そして長期に亘って安定した熱回収、熱伝達運転を行なわせ得る熱回収装置を提供すべく成されたものである。

本発明を図面と共に詳細に説明すると、第6図および第7図は第1番目の発明に係る各例を示していて、先ず第6図は回転式全熱交換器を用いた熱回収装置であり(第12図も斜視図を示す)、

- 9 -

せた丸ベルト(9)によってモータ(7)に連結させ、モータ(7)の回転により、半回転の間は給気路(1)中に、残りの半回転の間は排気路(2)中に介在し得るようになっている。

前記通気体(6)は、伝熱性および吸湿性を有するアスペスト紙などのシート状物で、軸方向に連通する多数の空気流路を有するハニカム状の多孔体に形成されており、例えば塩化リチウムなどの吸湿剤を含浸させたアスペスト紙の段ボールをロール状に巻着することによって所要の通気体を容易に製作し得る。

かかる構造となした回転式の全熱交換装置(3)を、第6図の如く、給気路(1)と排気路(2)とに気密に両空気路(1)、(2)を横切らせて配設し、給気路(1)の下流側をヒートポンプ式空調機の熱交換器(9)と給気ファン(10)を経て、また、排気路(2)の上流側をフィルタ(11)を経て夫々室(12)内に臨ませる一方、給気路(1)の上流側をフィルタ(11)を経て、また排気路(2)の下流側を排気ファン(10)を経て夫々戸外に臨ませる。

しかして前記モータ(7)は運転制御器(8)によって

運転制御されるが、この運転制御器(8)はタイマー、リレ等の制御機器を使用した組成回路であり、手動による調整操作によって連続運転或は全停若しくは間欠運転の切換えを隨時行なえるようになっている。

次に、熱移動装置(5)を詳述する。前述の如く、対空気熱交換器図、図はそれぞれ給気路(1)および排気路(2)中に全熱交換装置(3)に対して上流に配置され、熱移動媒体と導入する外気(0A)間及び熱移動媒体と室内よりの還気(RA)間のそれぞれで熱交換するようになっている。更に熱交換器図は熱交換器図より高い位置に配置され、かつ両熱交換器図はそれぞれの上端相互及び下端相互が配管図で連結され密閉循環回路を形成し、その中に適宜量の熱移動媒体が封入されている。図は熱交換器図下方に設置されたドレンパンである。

この熱移動装置(5)は、室内内を暖房させる場合にのみ使用される装置であって、給気路(1)中の熱交換器図を導入する外気(0A)に熱を付与し得る放熱器としてまた、排気路(2)中の熱交換器図を還気

(RA)から熱奪取し得る受熱器として夫々作用せしめることができる。

即ち、前記密閉循環回路中の熱移動媒体を第6図々示の実線矢示方向に循環流通させることによって、熱交換器図で全熱交換装置(3)に入る直前の還気(RA)と熱交換して昇温した熱移動媒体は配管図を経て熱交換器図に送られ、ここで全熱交換装置(3)に入る直前の低温の外気(0A)と熱交換して自身は冷却される一方、外気(0A)を昇温させる。この熱移動が循環的に行なわれることによって、導入する外気(0A)が全熱交換装置(3)に流入する直前で予熱され、予熱外気(0A')となる。

上記熱移動装置(5)に使用される熱移動媒体としては、例えばフロン冷媒21などの凝縮性ガス冷媒や、また、塩化カルシウム溶液などの非蒸発性不凍液体が挙げられるが、不凍液を使用した場合は自然循環流とすることが出来ないので、圧送機図を用いて強制的に循環させれば良く、一方凝縮性ガス冷媒例えばフロン冷媒12または22を使用した場合には、空気温度の低い方の空気路例え

- 1 3 -

ば給気路(1)を高い方の空気路例え排気路(2)に比し高レベルに敷設して、熱交換器図が熱交換器図よりも高レベルになるよう設定することによって、熱交換器図は蒸発器として、熱交換器図は凝縮器として作用させ、気液相の変化を伴った凝縮性ガス冷媒の自然循環に適応した循環回路を形成することが可能となり、動力を一切要しない熱移動装置(5)を容易に提供し得ることは言う迄もない。

なお、不凍液を使用した装置の場合には熱移動回路が耐高圧構造でなくても良いので、簡単な機構とことができ、一方、凝縮性ガス冷媒を使用した場合には動力を要しない利点のほかに、潜熱を利用したものであるから凝縮温度と蒸発温度との温度差が少ないので、還気(RA)と外気(0A)との温度差を大きくとれ、従って熱回収効率が高くなる利点がある。勿論、後者の熱移動装置(5)においては第6図々示例の自然循環式に限らず、圧送機図を利用した強制循環式も適用可能であり、この場合には熱交換器図の位置関係について何等制限を要せず、給気路(1)と排気路(2)の配置形態を

任意に設定できる利点がある。

次に第6図図示の装置において、熱移動装置(5)内にR-22を封入して自然循環させる場合の装置の作動を説明する。

冬季の暖房運転時には、空調機を暖房用で運転し、熱交換器図(凝縮器として作用している)で外気を加熱する。全熱交換器(3)は所定の回転数で回転させている。室内よりの高温、高温の還気はフィルタ図によって沪過され、熱交換器図に接触する。還気は熱交換器図内の冷媒R-22と熱交換して冷却、減湿され、予冷還気(RM)となる。ここで、冷媒の温度が還気の露点よりも低い場合に、還気の凝結が行なわれ予冷還気は排気路(2)中に存する半分の熱交換素子(4)に至り、ここで、還気中の湿分及び熱は熱交換素子(4)の通気体(6)に吸収され、その後、戸外に排出される。一方、熱交換器図内の冷媒R-22は還気の熱を受けて蒸発し、熱交換器図内に流れる。還気から湿分及び熱を受けた熱交換素子(4)の通気体(6)は回転して給気路(1)中に移動する。

- 1 2 -

- 1 4 -

低温、低湿の外気 (OA) はフィルタ (1) によって沪過され熱交換器 (2) のガス冷媒 R-22 と熱交換して加熱され、予熱外気 (OA') となる。予熱外気 (OA') は給気路 (1) 中に存在する半分の熱交換素子 (4) に至り、その通気体 (6) で加熱、加湿される。その後、外気は熱交換器 (2) で所定の温度に加熱されたあと、室内に送られる。一方、熱交換器 (2) 内のガス冷媒は凝縮されて液冷媒となり自重により、下方に配置されている熱交換器 (4) に流下する。また、外気 (OA) で温度と水分を奪われた熱交換素子 (4) の通気体 (6) は、回転して排気路 (2) 中に移動する。以下同様の操作がくり返され、運気中の熱及び水分が外気中に移動させられる。運気及び外気の予冷予熱条件については後述する。

調

次に、夏季の冷房運転時には、空調機が冷房用で運転され、熱交換器 (2) (これは蒸発器として作用している) で外気を冷却している。全熱交換器 (3) は所定の回転数で回転させている。この場合には外気の方が運気よりも高温であるため、熱移動装置 (5) 内に冷媒の自然循環流が成立せず、従って、

- 16 -

交換素子 (4) を例えば 10 rpm 又はこれ以下の如き速度で間欠運転させることが望ましい。このような運転により、熱交換素子 (4) における結露による吸湿剤の溶出やゴミつまりなどが防止できる。

以上述べた熱回収運転における冬季の熱回収をさらに考えて見ると、例えば酷寒地などで全熱交換装置 (3) のみを使用した場合に、運気 (RA) の温度が異常に高く、かつ、外気 (OA) の温度が極端に低いと熱回収を行わせる運気 (RA) 中の水分が前述する理由で全熱交換装置 (3) に結露あるいは結霜して種々の不都合を起す。

ところが本発明装置においては、全熱交換装置 (3) に熱交換器 (2)、(4) からなる熱移動装置 (5) を前記のように組合せたので、全熱交換装置 (3) や熱交換器 (2)、(4) の熱交換容量を適当に設計することによって、結露および結霜を起さないようにすることができます。

すなわち、全熱交換装置 (3) や熱交換器 (2)、(4) は、室内的運気 (RA) を熱交換器 (2) で予冷した予冷運気 (RA') と外気 (OA) を熱交換器 (4) で予熱した予熱外

熱移動装置 (5) は不作動となり、運気及び外気間の冷媒による熱移動は行われない。しかし、全熱交換器 (3) は回転しているので高温、高湿の外気の熱及び湿分は、全熱交換器 (3) を介して運気中に伝達される。即ち、比較的低温、低湿の運気により高温、高湿の外気が冷却、減湿され、更に熱交換器にて所定の温度まで冷却されたあと、室内内に送られている。このさい、一般的の冷房の温度湿度条件では空気線図上で外気 (OA)、運気 (RA) の温湿度を表示する点を結んだ線が相対湿度 100% の飽和線を横切らないが、全熱交換装置 (3) に結露を生ずることがない。従って熱移動装置 (5) は前記のように休止状態であっても差支えない。

夏、冬の中間期においては外気を加熱或は冷却する必要はなく、単に換気のみを行えばよい。従って、この場合、全熱交換器 (3) を回転させる必要はない。しかし、全熱交換器 (3) を完全に停止させた場合には、通気体 (6) に結露が生ずるなどの不都合がある場合があるので、運転制御器 (8) を切換操作して、例えば 30 分～1 時間毎に数分の間、熱

- 17 -

気 (OA') との空気線図上における温、湿度を表する点を結ぶ線が、以下説明のように第 8 図のように飽和線内に位置するように設計されなければならない。これにより結露、結霜が防止できるようになるのであって、これが本発明の大きな特徴である。

これを第 6 図、第 8 図および第 9 図によって説明すると、例えば外気 (OA) が温度 -20 ℃ 湿度 100% で運気 (RA) が温度 20 ℃ 湿度 75% のときは、熱移動装置 (5) の両熱交換器 (2)、(4) を夫々通した後の予熱外気 (OA')、温度 -6 ℃、湿度 35%) と予冷運気 (RA')、温度 13 ℃ 湿度 90%) を表示する空気線図上の各点を結んだ線が相対湿度 100% の飽和線を横切っていない。

即ち、蒸発器として作用する熱交換器 (2) の蒸発温度 (T_o) を 0 ℃ 以上となるように設計しておくことにより、運気 (RA') (20 ℃) は蒸発温度よりも高い温度域まで冷却された予冷運気 (RA') (13℃) となり、また凝縮温度が前記蒸発温度と殆んど等しい凝縮器として作用する熱交換器 (4) によって、外気

- 18 -

-246-

- 18 -

(OA, -20°C) は加熱されて予熱外気 (OA', -6°C) となり、一方、全熱交換装置(3)においては、前記予冷還気 (RA') がさらに冷却されて排気 (BA, -1°C) となって排出されるし、前記予熱外気 (OA') はさらに加熱されて給気 (SA, 8°C) となって室内側に導入される。

このように、20°Cの還気 (RA) は -1°C の排気 (BA) となり、この熱量差は本発明装置で熱回収されたのであり、新鮮な -20°C の外気 (OA) は該装置で回収した熱により加熱されて 8°C の給気 (SA) となって室内へ導入されるのであって、熱回収、熱伝達の効率は非常に良い。

さらにこのときの全熱交換装置(3)を通る空気状態をみると、予冷還気 (RA') - 紙 (SA) - 排気 (BA) - 予熱外気 (OA') を空気線図上でそれぞれ表示する点を結んだ線は第8図のようになって、飽和線を横切らない。

従って、全熱交換装置(3)に熱交換器、四からなる熱移動装置(5)を組合せ、熱交換器、四の熱交換容量を適当に設計することにより、還気 (RA)

- 20 -

$\Delta t_1 / \Delta t_4 = 0.2$ となり、一方全熱交換器の熱回収効率を 70% 程度に設計したときは、

$$\eta = \frac{\Delta t_1 + 0.7(\Delta t_4 - 2\Delta t_1)}{\Delta t_4} = 0.2 + 0.7(1 - 2 \times 0.2) = 0.62$$

となる。

一方、この Δt_1 分を電気ヒータやガスバーナー等別の熱源で加熱した従来装置（外部予熱方式）を使用した場合でみると、このときの熱回収効率 (η') は、第4図空気線図に示したように

$$\eta' = \frac{\Delta t_2}{\Delta t_4} = \frac{0.7(\Delta t_4 - \Delta t_1)}{\Delta t_4} = 0.7 \times (1 - 0.2) = 0.56$$

また第8図と異なる温、湿度条件のときで

$$\Delta t_1 / \Delta t_4 = 0.3 \text{ および } \frac{\Delta t_2}{\Delta t_4} = 0.3 \text{ の場合には}$$

$$\eta = 0.58, \text{ となり一方 } \eta' = 0.49 \text{ となる。}$$

このように、温、湿度条件を変えて $\Delta t_1 / \Delta t_4$ の変化による従来の外部予熱方式と本発明の熱回収予熱方式との両者の熱回収効率の関係をプロットすると第9図のようになる。

第9図から明かなように $\eta > \eta'$ となって、従来の外気を電気ヒータやガスバーナー等別の熱源で

の温度が異常に高く、かつ外気 (OA) が低温の場合のように、結露や結霜し易い条件の時でも、露や霜が熱交換素子(4)に付着することなく、全熱交換装置(3)を正常に運転することが可能となるものである。

またこのとき全熱交換装置(3)と組合せる熱移動装置(5)を従来の空気ヒータやガスバーナー等の別の熱源で加熱した場合と比較すると、熱移動装置(5)の方が効率が良いものである。

すなわち、全熱交換装置(3)と熱移動装置(5)との総合熱回収効率 η は

$$\eta = \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2}{\Delta t_4} \quad \text{で表わされる。}$$

ここで Δt_1 は熱移動装置(5)により回収される熱量

Δt_2 は全熱交換装置(3)により回収される熱量

Δt_4 は室内よりの還気 (BA) と外気 (OA) との間の熱量差

である。

そこで第8図空気線図において、 $\Delta t_1, \Delta t_4$ は長さの関係で表わされるので、これを計算すると

- 21 -

加熱する装置より本発明装置の方の効率がよく、さらに外気を予熱処理のためのエネルギーも節約できる効果がある。

[実験例]

つぎに本発明装置を下記各種条件において結露、結霜の有無について行った実験について説明する。

外 気 (OA) 条 件	還 気 (RA) 条 件	還気(RA)側 熱交換器 列 数	外気(OA)側 熱交換器 列 数
① RH 100% -30°C	20°C	13列	6列
	RH 75%	(28.6%)	(13.2%)
② RH 100% -20°C	20°C	4列	4列
	RH 75%	(88%)	(88%)
③ RH 100% -20°C	15°C	5列	3列
	RH 75%	(110%)	(66%)

上表中 RH は湿度、カッコ内は熱交換器の実行寸法

(その他の条件)

熱交換器の前面風速 3 m/s

" の風量 1200 m³/h

- 22 -

熱交換器の前面面積 0.11m^2

" の熱交換管の有効長さ 510%

" の熱交換管の直径 9.5%

" のフィンピッチ 3%

以上の様に熱交換器の列数を設計すれば①～③の外気 (OA) 条件に対してそれぞれ全熱交換装置 (3) における結露、結霜は防止できることが分った。

なお前記運気 (RA) 条件の温度 20°C、温度 75%において上記熱交換器④、⑤を全然使用しないときは、外気 (OA) 条件が湿度 100%であれば、外気が 5°C 以下例えば 0°C 以下では前記温度 20°C 湿度 75% の点と、温度 0°C 湿度 100% の点を結ぶ線が相対湿度 100% の飽和線を横ぎり全熱交換装置 (3) の結露、結霜が起り、運転が不可能となつた。

以上の説明によって本発明装置が結露成は結霜を生ぜしめずに熱回収を効率良く行わせ得ることが明らかとなつたが、次に本発明装置の各設計変更例について第 7 図、第 10 図 ~~並び~~ を参照しつつ説明する。

- 24 -

合には、該ヒートパイプの内壁に連通細路を多数有する多孔質素材からなる内壁層を伝熱管に備えた構造のウイックを成層させることによつて、ガス流通路と液流通路とを明確に区別させ円滑な自然循環を維持させることが可能である。

一方、全熱交換装置 (3) は、第 2 図において基本的外観を略示し、かつ前述せる説明によつてその構造を説明した公知の静止形の全熱交換装置 (3) を使用したものであつて、駆動源を必要としない簡易形として好適である。

かかる構成になる熱回収装置は動力を一切要しない利点があるし、さらに熱移動装置 (5) を水平配置することによつて夏季においても冬季同様作動させることができ、特に高温多湿の外気 (OA) によって熱交換素子 (4) が過大に結露するのを防止することが可能となる。

次に、第 10 図々示装置は、相変化を伴う自然循環成は強制循環の熱移動装置 (5) において、循環回路中に開閉弁 (6) を介設し、不使用時には開閉弁 (6) を閉止させて熱移動媒体の流通を完全に停止さ

先ず第 7 図は全熱交換装置 (3) に静止形構造の熱交換素子 (第 2 図参照) を使用し、かつ熱移動装置 (5) における両熱交換器 (4) を一体形自然循環式熱交換器に形成したものであつて、該熱交換器は外周面にフィンを有する熱交換管が、両端を閉塞させた気密中空状の直管で形成されたヒートパイプを素材として形成されており、該ヒートパイプを垂直成は傾斜させ若しくは水平となして、並流配列させた給気路 (1)、排気路 (2) 間に横切らせて配設している。

前記ヒートパイプは、封入させた凝縮性ガス冷媒が下方位置の管端部で室内内からの高温の運気 (RA) により加熱されると蒸発気化して管内中空部を上昇し、そして上方位置の管端部で低温の外気 (OA) に放熱すると凝縮液化して管内を流下し下管端部に至る如き相変化を伴つた自然循環を、一連の直管内で安定的に行わせ得る公知の熱転移管であるが、図示の如き垂直成は傾斜勾配の配置とすることが好ましいが、給気路 (1)、排気路 (2) の配置形態によって直管を水平に敷設する必要がある場

- 25 -

せ、不必要的熱移動運転を規制することができ、熱回収装置全体としての熱効率の向上をはかり得る利点がある。

さらに、この装置は給気路 (1) と排気路 (2) の境界をなす仕切壁 (4) の予冷運気 (RA') および給気 (SA) に接する部分に、通常は仕切壁 (4) の一部となり、所要時には予冷運気 (RA') の一部を全熱交換装置 (3) の下流側の給気路 (1) 側に直接バイパス流し得るバイパスランバー (7) を設けている。

かかるバイパスランバー (7) を付設することによつて、暖房運転当初のように室内が十分暖められておらず運気 (RA) の温度が十分に高溫度に達していなくて熱交換器 (4) 内の媒体の温度が十分に高溫度になつてゐないとき、即ち低温の外気 (OA) の予熱源として不足を生じる如き不正常な場合に、熱交換器 (4) で熱交換させる運気 (RA) の風量を増加させて温度上昇をはらせ、そして一部の予冷運気 (RA') を直接給気 (SA) と合流させて室内側に返戻するようによつて成すことにより、排気量を実質的に増大させずに熱移動効率を高めることが可能となり。

- 26 -

-248-

- 27 -

かゝる不正常運転の場合にも結露、結霜を起させない熱回収運転が実施できる長所を有している。

以上の如く、本発明装置は、顯熱のみならず潜熱も利用した全熱交換装置と、密閉回路の二つの熱交換器からなる熱移動装置とがうまく組合され、またこれら熱交換容量を前記のように空気線図を参照しつつ設計し、室内換気から熱回収し、この熱を新鮮外気に与えるようにした装置で、これにより冷暖房した室の換気が排熱を巧みに利用して行われる。特に前記二つの熱交換器の作用によって、冬季の厳寒期でも結露、結霜なく効率良く利用できるようになり、低温域での利用範囲が拡大した特徴がある。

しかも比較的低温域で有効な熱回収が行えるので、電気ヒータ等予熱器を別途設けなくてもよいので経済的であり、安全性が高くかつ故障も少なくなると共に安価な装置を提供し得る。

さらに予熱方式を採用しながらも前述せる如く熱回収効率が向上し、また、結露や結霜のおそれがない熱回収運転の際には、何等特別な操作を要

せずして、予熱回路を停止し全熱交換運転のみ持続させることができるので、本発明は誠に実用的価値の大なる熱回収装置である。

4. 図面の簡単な説明

第1図は回転形全熱交換装置の例の一部切欠外観斜視図、第2図は静止形全熱交換装置の例の要部を略示する斜視図、第3図は従来の熱回収装置の略示機構図、第4図および第5図は第3図々示装置に係る温度-湿度関係線図、第6図および第7図は本発明装置の各例に係る略示機構図、第8図は本発明装置の特性を説明するための温度-湿度関係線図、第9図は同じく予熱比に対する熱回収効率の関係線図、第10図は本発明装置の1例に係る略示機構図である。

- (1)…給気路、(2)…排気路、(3)…全熱交換装置、(4)…熱交換葉子、(5)…熱移動装置、(6)…通気体、(7)…熱交換器、(8)…圧送機、(9)…開閉弁、

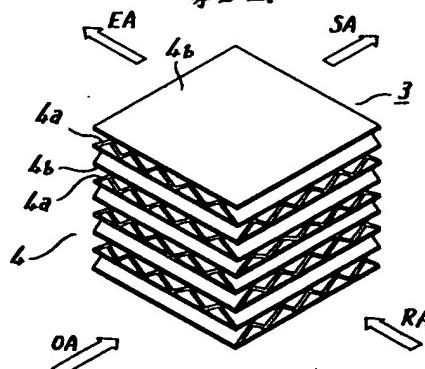
特許出願人：ダイキン工業株式会社

代理人：宮本泰

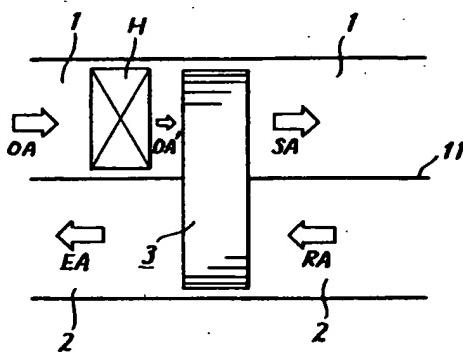


- 29 -

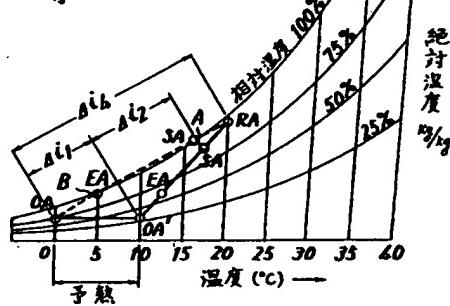
第2図



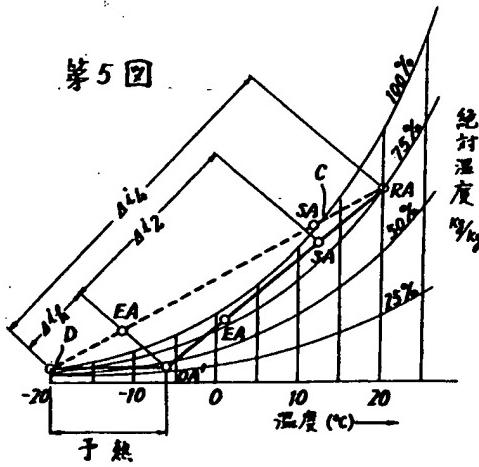
第3図



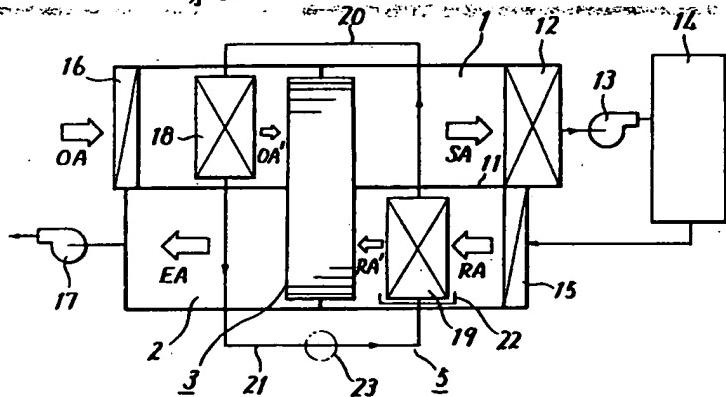
第4図



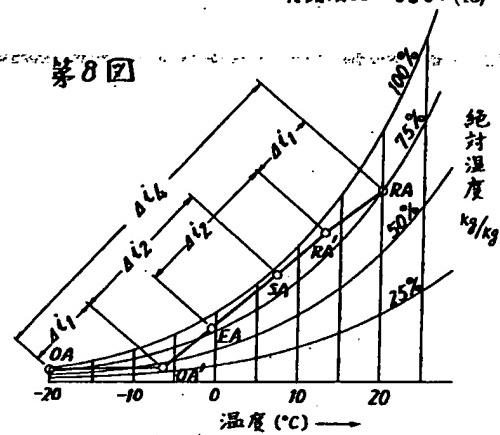
第5図



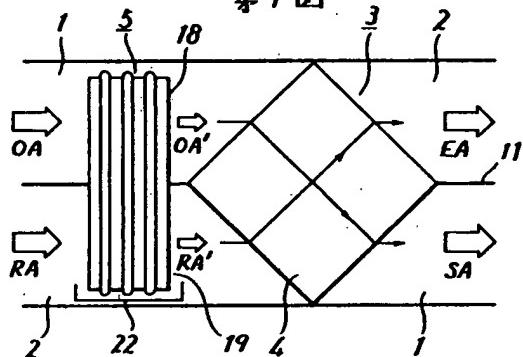
第6図



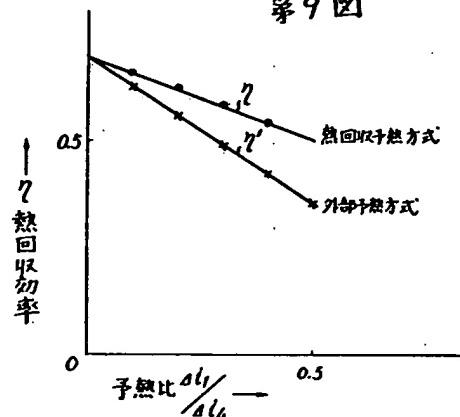
第8図



第7図



第9図



第10図

